

PAT-NO: JP359173584A

DOCUMENT-IDENTIFIER: **JP 59173584 A**

TITLE: ROTARY PUMP AND ITS ROTOR FOR OIL PUMP LUBRICATING
INTERNAL-COMBUSTION ENGINE

PUBN-DATE: October 1, 1984

INVENTOR-INFORMATION:

NAME
SAEGUSA, YASUYOSHI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
SUMITOMO ELECTRIC IND LTD	N/A

APPL-NO: JP58049289

APPL-DATE: March 23, 1983

INT-CL (IPC): F04C002/10, F01M001/02

US-CL-CURRENT: **418/150**, 418/171

ABSTRACT:

PURPOSE: To improve volumetric efficiency of a pump, by using the rotary pump, in which a trochoid curve is utilized, as an oil pump lubricating an internal-combustion engine.

CONSTITUTION: The oil pump lubricating an internal-combustion engine uses a rotary pump having an outer rotor curve and utilizing a trochoid curve so as to satisfy a relation, where $0 < fe \leq fe(n)$, $fe(n) = a<SB>o</SB> + a<SB>1</SB>/n + a<SB>2</SB>/n<SP>2</SP> + a<SB>3</SB>/n<SP>3</SP> + a<SB>4</SB>/n<SP>4</SP>$ ($a<SB>o</SB> = 0.5$, $a<SB>1</SB> = 1.434$, $a<SB>2</SB> = -19.79$, $a<SB>3</SB> = 51.02$, $a<SB>4</SB> = -33.11$), when assuming $fe = e/B$ for eccentricity and $n = A/B$ for base circle ratio, and so as to obtain a relation, where $\Delta b \approx \Delta c < 0.3mm$ (where Δb is the corrective value of a distance between the center of a circular arc tooth of an outer rotor and the center of the outer rotor and Δc is the corrective value of a circular arc radius). In this way, a change rate of combined clearance between rotors can be decreased to $0\sim60\%$, thus improving volumetric efficiency of the pump.

COPYRIGHT: (C)1984,JPO&Japio

⑯ 日本国特許庁 (JP) ⑪ 特許出願公開
 ⑫ 公開特許公報 (A) 昭59-173584

⑬ Int. Cl.³
 F 04 C 2/10
 F 01 M 1/02

識別記号 庁内整理番号
 6965-3H
 A 6552-3G

⑭ 公開 昭和59年(1984)10月1日
 発明の数 2
 審査請求 有

(全 5 頁)

⑮ 内燃機関潤滑オイルポンプ用回転ポンプおよびそのローター

伊丹市昆陽北1丁目1番1号住友電気工業株式会社伊丹製作所内

⑯ 特 願 昭58-49289
 ⑰ 出 願 昭58(1983)3月23日
 ⑱ 発明者 三枝康能

⑲ 出願人 住友電気工業株式会社
 大阪市東区北浜5丁目15番地
 ⑳ 代理人 弁理士 和田昭

明細書

1. 発明の名称

内燃機関潤滑オイルポンプ用回転ポンプおよびそのローター

2. 特許請求の範囲

- (1) 内燃機関潤滑オイルポンプとしてトロコイド曲線を利用した回転ポンプを使用することを特徴とする内燃機関潤滑オイルポンプ用回転ポンプ。
- (2) トロコイド曲線を利用した回転ポンプにおいて、インナーローターとアウターローターとの組合せ間隙が全周にわたりほぼ一定となるように、
- (3) トロコイド諸元のうち基礎円径をA mm、転円径をB mm、離心量をe mm、離心率fe = e/B、基礎円比率n = A/Bとしたとき、

feが0 < fe ≤ fe(n)

$$fe(n) = a_0 + \frac{a_1}{n} + \frac{a_2}{n^2} + \frac{a_3}{n^3} + \frac{a_4}{n^4}$$

(但し、a₀, a₁, a₂, a₃, a₄はa₀ = 0.5,

$$a_1 = 1.434, a_2 = -19.79, a_3 = 51.02, a_4 = -10.00$$

a₅ = -33.11 の定数である。)

となるようにトロコイド諸元を選び、

- (1) アウターローターの内弧歯中心とアウターローターの中心との中心距離の修正値を△b mm、内弧半径の修正値を△c mmとしたとき、
 $| \Delta b | + | \Delta c | < 0.3 \text{ mm}$ (但し $\Delta b > \Delta c$)
 となるように Δb 、 Δc を選んでアウターローター曲線を修正すること、
 を満足する曲線形状を持つようにすることを特徴とする内燃機関潤滑オイルポンプ用回転ポンプのローター。

3. 発明の詳細な説明

この発明はトロコイド曲線を利用した回転ポンプを用いた内燃機関潤滑オイルポンプ用回転ポンプおよびそのローターに関するものである。

従来、トロコイド曲線を利用した回転ポンプにおけるインナーローターは、第1図に示す如く基礎円径をA、転円径をB、離心量をe'、軌跡円径をCとしたとき、基礎円上を滑ることなく転円が転がり、その転円の中心からeだけ離れた転円内

の固定点が直線としてトロコイド曲線 T が得られ、そして該トロコイド曲線 T 上に中心を有する直径 φ C の円弧群の包絡線としてその歯形曲線 TC が得られる。

またアウターローターの曲線は直径 A + B の円周上に中心を有する直径 C の (n + 1) ケの円弧で主として構成する。

第 2 図はインナーローター 1 とアウターローター 2 との関係を示すものであるが、通常インナーローター 1 は駆動軸 3 に 5 で示すようなキー等で固定されて回転する。そしてアウターローター 2 は駆動軸 3 に対して e だけ偏心したケース内に収められ、インナーローター 1 の回転に従って回転する。

インナーローター 1 とアウターローター 2 の間の空間部 4 が回転中に容積変化することにより、流体の吸入および吐出作用が起こされるのである。

上記した諸元からトロコイド曲線を利用して得られたインナーローター 1 の曲線とアウターロー

タのように従来の回転ポンプにおけるインナーローター 1 とアウターローター 2 の間隙変動率 S は 60~80% と大きく、従って最大間隙を小さくできないため、高温条件下や低速条件下での容積効率が悪いこと、また、たとえこの間隙変動率の修正をはかるとしても手修正による試行錯誤的設計、製作であるため、形状設計、製作に多大の時間と費用を要するという欠点があった。

本発明者は、上記の如きトロコイド曲線を利用した回転ポンプのインナーローターとアウターローターとの間隙変動率を小さくするごとの設計条件について探索した結果、この発明に至ったものである。

以下この発明を第 4 図に基づいて説明する。

即ち、この発明は内燃機関潤滑用オイルポンプとしてトロコイド曲線を利用した回転ポンプを使用するものであり、この回転ポンプにおいて、インナーローターとアウターローターとの組合せ間隙が全周にわたりほぼ一定となるように、

(i) トロコイド諸元のうち基礎円径を A mm、転

ターローターの曲線との組合せ間隙 φ は 0 であって、回転不能の状態であるから、実際にはインナーローター 1 の曲線を小さくするか、またはアウターローター 2 の曲線を大きく修正して回転が可能となる組合せ間隙 φ 0 を作っている。

しかし、この修正方法は、従来経験的に曲線修正を行なっており、トロコイド曲線利用の市販のポンプにおける各部分の組合せ間隙 φ は一定ではなく、第 2 図に示す回転角 φ の変化に伴ない、第 3 図の実線で示すように変動し、その変動率を S とすると、

$$S = \frac{\phi_{max} - \phi_{min}}{\phi_{max}}$$

は約 60~80% となっている。

この最大組合せ間隙 φ max を小さくすることによって、ポンプの容積効率を向上することができるが、第 3 図のような場合、組合せ間隙を小さくしすぎると第 3 図の a 部の如く最小組合せ間隙 φ min 部では歯の干渉を生じ、回転不良となる。即ち組合せ間隙を小さくできる限界は、組合せ間隙変動率 S によって左右されるのである。

径を B mm、偏心量を e mm、偏心率 fe = e / B、基礎円比率 n = A / B としたとき、

fe が $0 < fe \leq fe(n)$

$$fe(n) = a_0 + \frac{a_1}{n} + \frac{a_2}{n^2} + \frac{a_3}{n^3} + \frac{a_4}{n^4}$$

(但し、 a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 は $a_0 = 0.5, a_1 = 1.434, a_2 = -19.79, a_3 = 51.02, a_4 = -33.11$ の定数である。)

となるようにトロコイド諸元を選び、

(i) アウターローターの円弧歯中心とアウターローターの中心との中心距離の修正値を Δb mm、円弧半径の修正値を Δc mm としたとき、

$$|\Delta b| + |\Delta c| < 0.3 \text{ mm} \quad (\text{但し } \Delta b > \Delta c)$$

となるように $\Delta b, \Delta c$ を選んでアウターローター曲線を修正すること、

を満足する曲線形状を持つようにすることを特徴とする、インナーローターとアウターローターとの組合せ間隙変動率を 0~60% と小さくすることのできる内燃機関潤滑用オイルポンプとしての回転ポンプ用ローターを提供するものである。

この発明において、特許請求の範囲第 2 項の(i)

の条件を満足する離心率 f_e は基礎円比率 $n = A/B$ の値によって異なるので、これを組合わせ間隙の理論計算および現品についての確認により n の値に対する離心率 f_e を算出した。その結果を数式にすると、

$$0 < f_e \leq f_e(n)$$

$$f_e(n) = a_0 + \frac{a_1}{n} + \frac{a_2}{n^2} + \frac{a_3}{n^3} + \frac{a_4}{n^4}$$

(但し、 a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 は $a_0 = 0.5, a_1 = 1.434, a_2 = -19.79, a_3 = 51.02, a_4 = -33.11$ の定数である。) である。

上記の範囲内で離心率 f_e を選べば組合わせ間隙変動率 S を 0~60% にすることができる。 n が多くなるに従って離心率 f_e の選択範囲は広くなり、 f_e は小さくするほど間隙変動率 S も小さくなるのである。

そしてこの発明では上式における n を基礎円径 $A \text{ mm}$ と転円径 $B \text{ mm}$ との比率即ち基礎円比率 A/B としたので、従来のインナーローターの歯数を n とした場合におけるようないつも 1, 2, 3…のような整数の場合の離心率 f_e だけでなく $n = 4.5$ 、

および組合わせ間隙変動率 S は、内弧中心距離の修正値 Δb と内弧半径の修正値 Δc の関数即ち

$$S_{\max} = f_1(\Delta b, \Delta c)$$

$$S_{\min} = f_2(\Delta b, \Delta c)$$

$$S = f_3(\Delta b, \Delta c)$$

となっており、希望する S_{\max} に対し、 Δb と Δc の絶対値の和が 0.3mm 以下になるように夫々の修正値 Δb 、 Δc を選ぶことにより、間隙変動率 S も従来市販のポンプローターよりも小さくなり (60% 以下) 、間隙の変化曲線の起状は第3図のアウターローター曲線が修正されたときの間隙変動曲線にて示すように滑らかとなるので最大間隙 S_{\max} を小さく設定しても回転不良とならないことが特徴である。

このように、この発明は特許請求の範囲第2項に記載の(i)および(ii)の条件により、従来市販のローターでは間隙変動率が 60~80% であるのにに対し、これを 0~60% に小さくでき、油の漏れ量が少なくなるのである。

例えば変動率が 80% の場合と 20% の場合を比較

$n = 5.5$ のような特殊歯形の場合にも対応しうるのである。

次に特許請求の範囲第2項の(i)のアウターローター曲線の修正について第4図のアウターローター曲線の修正要素を示す説明図を参照して説明すると、いまアウターローター-2の理論曲線の内弧半径の修正値 ($c_2 \text{ mm} - c_1 \text{ mm}$) を $\Delta c \text{ mm}$ 、内弧中心距離 b の修正値 ($\overline{b}_2 \text{ mm} - \overline{b}_1 \text{ mm}$) を $\Delta b \text{ mm}$ とすると、従来は $\Delta b = +0.2 \sim 0.4 \text{ mm}$ (+は中心距離が大となる方向) 、 $\Delta c = +0.1 \sim 0.3 \text{ mm}$ (+は内弧半径が大となる方向) 程度の修正を行なっており、これらの市販のポンプのインナーローター-1の回転角 θ を横軸に、間隙 S を縦軸とした時の曲線はさきの第3図のようになり、最大間隙 S_{\max} を点線のように小さくすると、 S_{\min} の点 a で歯の干渉を生ずるので最大間隙を小さくすることにも限界がある。

この発明は、この修正値を組合わせ間隙の理論計算および現品についての確認により分析した結果、トロコイド路元を与えた場合の S_{\max} 、 S_{\min}

すれば、後者は前者の 1/4 まで最大間隙を小さくしても回転不良とはならないのである。そして例えば最大間隙 0.2mm と 0.5mm で高溫あるいは低速条件下での容積効率は、最大 40% 近い差を生じるのである。

このように組合わせ間隙を全周にわたってほぼ一定に、且つ小さくすることによってポンプの性能、特に高圧条件下、低粘度流体使用条件下、低速運転条件下での容積効率を著しく向上させることができるのである。

またこの発明によれば、製品および金型が数学的に正確に表現できるため、解析計算が短時間ででき、従って形状設計、製作が短時間で行なえるという効果も有するのである。

かくして(i)内燃機関潤滑用のオイルポンプにおいては、ピストンとシリンダーとの潤滑を行なう性格上、油が高溫となり、したがって粘度が低くなり容積効率に及ぼす間隙の影響が大きくなるが、このような使用条件に対してもこの発明のローターを使用することが大きな効果を發揮するのであ

る。また②内燃機関潤滑用のオイルポンプにおいては、その使用環境によっては、特に起動時にかなりの低温となり、またアイドリング時には低速となるが、このような低温時、即ち高粘度液体に対してこの発明の回転一様なローターはトルク変動が少なく、また低速時においては低温の油に対しては勿論高温の油に対しても高い容積効率が得られるのである。

4. 図面の簡単な説明

第1図はトロコイド曲線諸元の説明図、第2図はトロコイド曲線を利用したアウターローターとインナーローターとの組合せ间隙の説明図、第3図は市販のオイルポンブローターの间隙変動曲線、第4図はこの発明におけるアウターローター曲線の修正要素を示す説明図である。

A … 基礎内径 B … 軸内径 e … 離心量
 1 … インナーローター
 2 … アウターローター
 3 … 駆動軸 4 … 间隙部 5 … キー
 0 … トロコイド理論曲線のアウターローターの

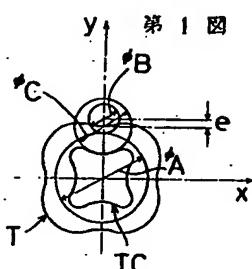
中心

- 0₁ … 同上の円弧歯中心
- c₁ … 同上の円弧歫半径
- 0₂ … 修正した円弧歫中心
- c₂ … 修正した円弧歫半径

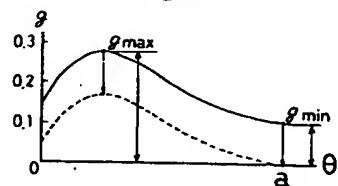


特許出願人 住友電気工業株式会社

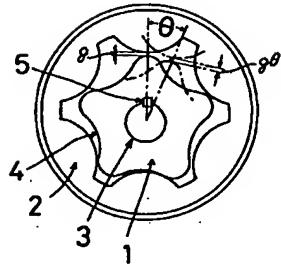
代理人 弁理士 和田 昭



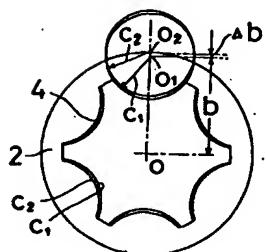
第3図



第2図



第4図



昭和58年1月26日

特許庁長官 殿

1. 事件の表示

昭和58年特許願第49289号

2. 発明の名称

内燃機関潤滑オイルポンプ用回転ポンプおよびそのローター

3. 補正をする者

事件との関係 特許出願人

住 所 大阪市東区北浜5丁目15番地



名 称 (213) 住友精気工業株式会社

4. 代理人

住 所 大阪市大淀区中津1丁目18番18号

若杉ビル

氏 名 (6757) 弁理士 和 田 昭



5. 補正の対象

明細書の「発明の詳細な説明」の欄



6. 補正の内容

1. 明細書第4頁5行目

「90」を「98」と訂正します。